

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

MOŽNOSTI ZATĚŽOVÁNÍ KONTAKTU V TRIBOLOGICKÉM
SIMULÁTORU.

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

KAREL BRADA

BRNO 2009



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

MOŽNOSTI ZATĚŽOVÁNÍ KONTAKTU V TRIBOLOGICKÉM SIMULÁTORU.

POSSIBILITIES OF LOADING CONTACT AT TRIBOLOGICAL SIMULATOR.

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

KAREL BRADA

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAN MEDLÍK

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Karel Brada

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Možnosti zatěžování kontaktu v tribologickém simulátoru.

v anglickém jazyce:

Possibilities of loading contact at tribological simulator.

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je podat přehled současného stavu poznání v oblasti tribologických simulátorů, užívajících optickou interferometrii, doplněný vymezením trendů budoucího vývoje.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat:

1. Definici základních pojmů.
2. Přehled a rozbor existující literatury v dané oblasti.
3. Analýzu a zhodnocení získaných poznatků.
4. Vymezení trendů budoucího vývoje.
5. Souhrnnou bibliografii.

Forma bakalářské práce: průvodní zpráva.

Účel zadání: pro VaV a tvůrčí činnost ÚK

Typ BP: Rešeršní

Seznam odborné literatury:

- ŠTĚTINA, V., VESELÝ, V.: Maziva v tribologii, 1. vyd., Bratislava: VEDA Slovenská akademie vied, 1985.
- HARTL, M., KŘUPKA, I., ČERMÁK, J.: Stanovení tloušťky a tvaru elastohydrodynamického mazacího filmu optickou interferenční metodou. Inženýrská mechanika, roč.1, 1994, č.5/6, s. 299-312.
- KŘUPKA, I.: Posouzení validity experimentálního výzkumu elastohydrodynamicky mazaných bodových kontaktů. Brno, 1994, Teze disertační práce, Vysoké učení technické v Brně, Strojní fakulta, Školitel Doc. Ing. Josef ŠUPÁK, CSc.
- BAIR, S.: High Pressure Rheology for Quantitative Elastohydrodynamics, Tribology and Interface Engineering Series, No. 54, ISBN-10: 0-44-52243-3.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Medlík

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 20.11.2008

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

V bakalářské práci byly rozebrány různé druhy zatěžování používané významnými autory v průběhu druhé poloviny dvacátého století při experimentálním výzkumu elastohydrodynamického mazání. Postupně byla popsána zatěžování závažím přes kotouč, závažím přes kuličku, pružinou, pneumatické, hydraulické, elektrodynamické a přes hřídel kuličky. Byly rozebrány výhody a nevýhody jednotlivých druhů zatěžování a možnosti jejich aplikace na experimentální zařízení umístěné na Ústavu konstruování, Fakulty strojního inženýrství, Vysokého učení technického v Brně.

Klíčová slova: Elastohydrodynamické mazání, tloušťka mazacího filmu, zatěžování kontaktu

ABSTRACT

In this bachelor thesis were discussed different possibilities of loading used by significant authors during the second half of the twentieth century in experimental studies of the elastohydrodynamic lubrication. Loading by weight through disc, weight through ball, spring, pneumatic, hydraulic, electrodynamic, and through the ball shaft has been described. Advantages and disadvantages of the loading possibilities were discussed along with their eventual application on the experimental apparatus situated at the Institute of Machine Design, Faculty of Mechanical Engineering, Brno University of Technology.

Keywords: Elastohydrodynamic lubrication, oil film thickness, loading the contact

Bibliografická citace:

BRADA, K.: *Možnosti zatěžování kontaktu v tribologickém simulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Medlík

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci jsem vypracoval a napsal samostatně pod vedením Ing. Jana Medlíka a veškerou použitou odbornou literaturu jsem uvedl v seznamu použitých zdrojů.

V Brně, dne 21. 5. 2009

.....
Karel Brada

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Medlíkovi za odborné vedení a veškerou pomoc při tvorbě bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mě při psaní bakalářské práce podporovali a inspirovali.

OBSAH

ÚVOD	13
1 DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ	14
1.1 Tribologie	14
1.1.1 Mazání a maziva	14
1.1.2 Mazání kapalnými mazivy	15
1.2 Elastohydrodynamické mazání	16
1.2.1 Teoretické studie elastohydrodynamického mazání bodových kontaktů	17
1.2.2 Experimentální výzkum elastohydrodynamického mazání bodových kontaktů	19
2 PŘEHLED A ROZBOR EXISTUJÍCÍ LITERATURY	22
2.1 Experimentální zařízení	22
2.2 Možnosti zatěžování v experimentálním zařízení kulička - transparentní kotouč (transparentní deska)	23
2.2.1 Závažím přes kotouč (desku)	24
2.2.2 Závažím přes kuličku	25
2.2.3 Pružinou	26
2.2.4 Pneumatické	27
2.2.5 Hydraulické	30
2.2.6 Elektrodynamické	31
2.2.7 Přes hřídel kuličky	32
3 ANALÝZA A ZHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH POZNATKŮ	33
4 VYMEZENÍ TRENDŮ BUDOUCÍHO VÝVOJE	35
5 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	36
6 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN	39
7 SEZNAM OBRÁZKŮ	40

ÚVOD

Určování rozložení tloušťky mazacího filmu v elastohydrodynamicky mazaných bodových kontaktech je od poloviny dvacátého století jedním z nejčastějších předmětů výzkumu při studiu tohoto režimu mazání. Během historie vzniklo mnoho experimentálních zařízení zabývajících se právě stanovováním tloušťky mazacího filmu v kontaktu různými měřicími metodami. Význam tohoto výzkumu spočívá v určení rozložení tloušťky mazacího filmu v kontaktu, ze kterého se dále může určit chování tribologické soustavy, kterou dané experimentální zařízení simuluje. Na Ústavu konstruování (ÚK) se v současné době výzkumy zabývají např. tlakově viskózním koeficientem, vlivem modifikovaného povrchu na tvorbu mazacího filmu, vlivem proměnného zatížení na tvorbu mazacího filmu apod.

Bakalářská práce je zaměřena především na experimentální zařízení kulička-transparentní kotouč, neboť právě takovéto zařízení je situované na ÚK v laboratořích tribologie. Toto experimentální zařízení používá ke stanovování tloušťky mazacího filmu měřicí metody založené na optické interferometrii (kolorimetrická interferometrie [1] a spektroskopická reflektometrie).

Cílem bakalářské práce bylo podat rešerši o způsobech zatěžování, které by bylo možno aplikovat na experimentální zařízení umístěné na ÚK a zhodnotit vhodnost jejich použití na toto zařízení.

1 DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ

1.1 Tribologie

I když pojem tribologie se poprvé objevil až roku 1965 ve zprávě pracovní skupiny ustanovené britským Ministerstvem školství a vědy [2], nám známé počátky tohoto vědního oboru sahají až do starověkého Egypta [3]. Obecně se dá tribologie definovat jako věda zabývající se chováním povrchů při jejich relativním pohybu. Její název se skládá z řeckých slov tribos- (tření) a logos- (nauka). Lze jej tedy přeložit, jako *nauka o tření*.

Ve dvacátém století se začaly intenzivně teoreticky a experimentálně zkoumat různé režimy mazání. První experimentální práce, které se zabývaly mazáním těžce zatěžovaných strojních soustav se objevily ve 30. letech dvacátého století [4]. Mazání velmi zatížených nekonformně zakřivených třecích povrchů v relativním pohybu, kdy kontaktní plocha je velmi malá (elastohydrodynamické mazání) se začalo systematicky studovat začátkem 50 let 20. století. Od té doby bylo publikováno značné množství prací zabývajících se experimentálním výzkumem elastohydrodynamicky mazaných bodových a liniových kontaktů.

1.1.1 Mazání a maziva

Mazání je tribologický proces, při kterém se významně snižuje tření a opotřebení třecích povrchů díky přítomnosti maziva mezi nimi [4].

Mazivem je možno nazývat látku, jejíž hlavní funkcí je zabránit bezprostřednímu kontaktu třecích povrchů při jejich relativním pohybu [4]. Maziva by měla být schopna vytvořit mezi povrchy souvislou vrstvu mazacího filmu, mít malé vnitřní tření, být chemicky stabilní a nepůsobit korozivně na třecích površích. Vzhledem k periodické výměně maziv se mimo zmíněných funkčních požadavků objevují také požadavky ekonomické a ekologické [5].

Maziva se dají podle skupenství rozdělit na

-*Kapalná*

Voda, glycerín, oleje (rostlinné, minerální a syntetické), ...

-*Plastická*

Mazací tuky – mazací olej smíchaný se zahušťovadlem (mýdlo, anorganická látka, organický polymer, ...)

-*Tuhá*

Složky plastických maziv nebo mazacích olejů nebo se používají v podmínkách, kde jsou jiná maziva nevhodná.

Užívají se maziva anorganická (grafit, MoS₂, měkké kovy) a organická (teflon).

-*Plynná*

Vyžadují vysokou přesnost a pečlivé provedení mazacích uzlů.

Obvykle se používá atmosférický vzduch odloučený od nečistot a vlhkosti.

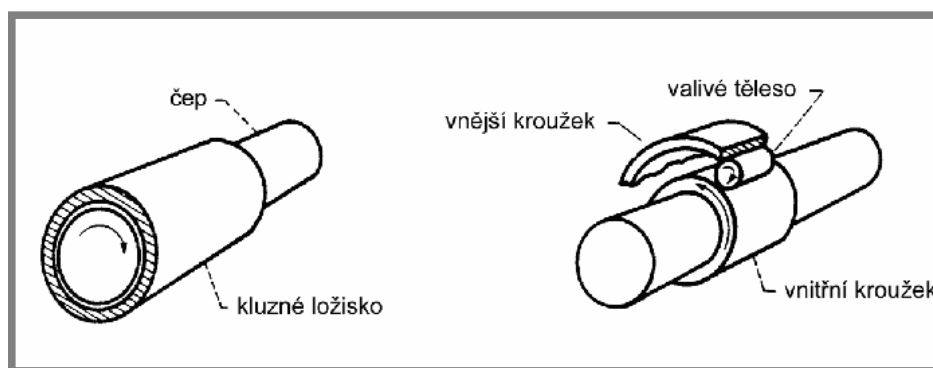
1.1.2 Mazání kapalnými mazivy

Kapalná maziva jsou nejrozšířenějším druhem maziv. Kromě mazání slouží i k transportu tepla, které vzniká třením [5]. Většina maziv jsou oleje získané destilací, rafinací a odparařinováním ropy, kdy se jedná převážně o homogenní směsi. Pro náročné podmínky, jako jsou vysoké teploty nebo agresivní prostředí, se používají syntetické mazací oleje.

Kapalinovým mazáním se poprvé významně zabýval B. Tower [6], [7], který prokázal, že tehdy používaný způsob mazání prostřednictvím maznice, která přiváděla mazivo otvorem přímo do kontaktu je nevyhovující. Při svých experimentech zajistil dostatečné mazání ponořením spodní části rotujícího hřídele do olejové lázně, což mělo za následek podstatné snížení koeficientu tření kluzného uložení až na jednu tisícinu původní hodnoty. Navíc dokázal, že při zajištění dostatečného mazání mohou být třecí povrchy odděleny souvislou vrstvou maziva, která přenáší zatížení mezi tělesy v mazaném kontaktu. To bylo rozhodující zjištění, neboť do té doby se na mazivo pohlíželo pouze jako na prostředek ke snížení tření a opotřebení a předpokládalo se, že zatížení se v kontaktu přenáší přímo mezi třecími prvky.

Na výsledky experimentálního studia kapalinového mazání navázal O. Reynolds [8], který v roce 1886 publikoval analytickou studii, v níž odvodil diferenciální rovnici druhého řádu popisující rozdělení tlaku v klínové mezeře mezi třecími povrchy. Tato rovnice je označována jako Reynoldsova rovnice.

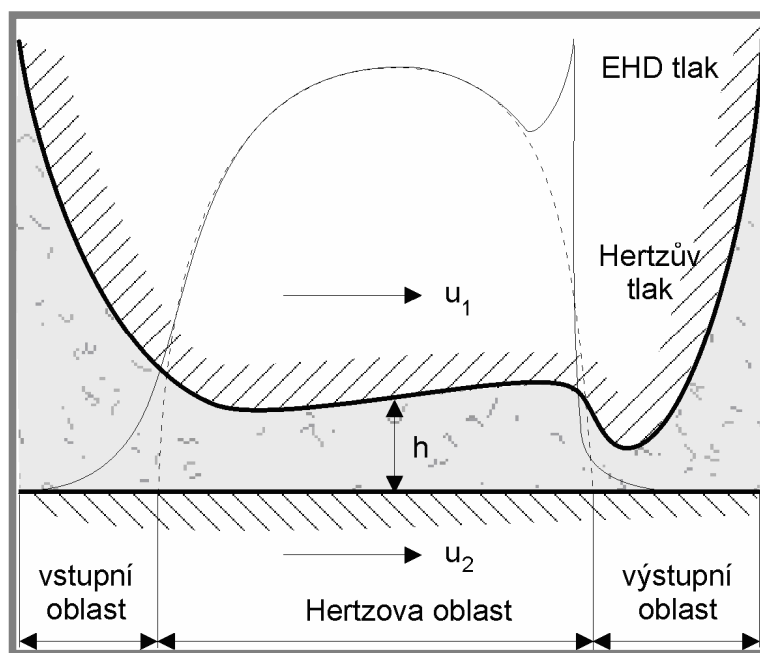
Další experimentální a teoretické studie v průběhu dvacátého století přispěly mimo jiné i k vývoji zcela nových typů uložení, pro které bylo charakteristické použití třecích těles zapadajících do sebe s velkou geometrickou přesností [1]. Takováto tělesa se označují jako *konformně* zakřivená (Obr. 1). Při vzájemném pohybu těchto těles dochází v místě styku ke zvýšení tlaku a k oddělení třecích povrchů souvislou vrstvou maziva. Zatížení se přenáší po poměrně velké ploše, která se se zatížením výrazně nemění. Tlak v mazivu proto není dostatečně velký (max 5 MPa), aby způsobil výrazné elastické deformace třecích povrchů. Tento režim kapalinového mazání se označuje jako *hydrodynamické* mazání.



Obr. 1 Příklady konformně a nekonformně zakřivených těles [1]

Při mazání *nekonformně* zakřivených třecích povrchů (Obr. 1), kdy je kontaktní plocha výrazně menší, však teorie hydrodynamického mazání nepřinášela očekávané výsledky [1]. Při relativně velkém zatížení působícím na malé kontaktní ploše může

tlak vystoupit až na několik GPa. Vznikají značné elastické deformace, jejichž velikost je rozměrově srovnatelná s tloušťkou mazacího filmu (Obr. 2). Při těchto podmínkách dochází k významným změnám hustoty a dynamické viskozity maziva. Takovýto režim kapalinového mazání se označuje jako *elastohydrodynamický* (EHD, EHL). Odhalení a detailní studium tohoto režimu mazání je mnohými stále považováno za největší pokrok v tribologii dvacátého století.



Obr. 2 Tvar mazacího filmu v EHD mazaném liniovém kontaktu [2]

1.2 Elastohydrodynamické mazání

Jak již bylo částečně řečeno, jedná se o režim kapalinového mazání, který se uskutečňuje mezi nekonformně zakřivenými povrchy nacházejícími se v relativním pohybu, například u valivých ložisek, ozubených kol či váčkových mechanismů. Vzhledem k malé velikosti stykové plochy zde dochází k velké koncentraci napětí a kapalně mazivo, jehož viskozita s tlakem exponenciálně roste dle Barusova vztahu, utvoří větší tloušťku mazací vrstvy, než by odpovídalo teorii hydrodynamického mazání [5]. Tento jev byl poprvé popsán Grubinem roku 1949, který uvažoval tvar třecích povrchů (elastického válce a tuhé desky [4]) stejný, jako u suchého (Hertzova) kontaktu a nekonečně velký tlak na vstupu do kontaktní oblasti [2]. O dva roky později uveřejnil A. I. Petrusevič tři numerická řešení, která potvrdila základní znaky EHD kontaktu předpovídané Grubinem.

- V centrální (Hertzově) oblasti kontaktu je tenký, přibližně rovnoběžný mazací film, jehož tloušťka v blízkosti výstupní oblasti náhle klesá
- Rozložení tlaku v mazacím filmu odpovídá přibližně Hertzovu rozložení
- V oblasti náhlého snížení tloušťky mazacího filmu se nachází lokální, druhé tlakové maximum označované jako Petrusevičovo.

Podle tvaru stykové plochy se elastohydrodynamické mazání rozděluje na *elastohydrodynamické mazání liniových kontaktů* a na *elastohydrodynamické mazání bodových kontaktů* [2].

Elastohydrodynamické mazání (tuhých třecích povrchů) je jedním ze čtyř druhů kapalinového mazání bodových kontaktů nekonformních těles. Obecně se tyto režimy rozdělují podle rozsahu elastických deformací třecích povrchů a podle změny viskozity maziva s tlakem v kontaktní oblasti na [1]:

Izoviskozně hydrodynamické mazání

Maximální tlak v kontaktní oblasti není dostatečně velký k významnému zvýšení viskozity maziva a rozsah elastické deformace třecích povrchů je zanedbatelný ve srovnání s tloušťkou mazacího filmu

Piezoviskozně hydrodynamické mazání

Maximální tlak v kontaktní oblasti je dostatečně velký k významnému zvýšení viskozity maziva, ale rozsah elastické deformace třecích povrchů je přesto zanedbatelný ve srovnání s tloušťkou mazacího filmu

Elastohydrodynamické mazání poddajných třecích povrchů

Elastická deformace třecích povrchů je plně srovnatelná s tloušťkou mazacího filmu, avšak relativně nízký tlak v kontaktní oblasti poddajných těles nezpůsobí významné zvýšení viskozity maziva.

Elastohydrodynamické mazání tuhých třecích povrchů

Elastická deformace třecích povrchů je plně srovnatelná s tloušťkou mazacího filmu a současně relativně vysoký tlak v kontaktní oblasti tuhých těles způsobí významné zvýšení viskozity maziva.

Poslední jmenovaný režim kapalinového mazání bodových kontaktů je z praktického hlediska nejdůležitější, neboť právě takovýto režim mazání je charakteristický pro těžce namáhané nekonformní strojní součásti.

1.2.1 Teoretické studie elastohydrodynamického mazání bodových kontaktů

1.2.1

Teorie EHD mazání vychází původně z Hertzovy teorie styku elastických těles a Reynoldsovy teorie hydrodynamického mazání [2]. Roku 1949 publikoval A. N. Grubin první analytické řešení tloušťky EHD mazacího filmu v liniovém kontaktu. Řešením Reynoldsovy rovnice získal vztah pro centrální tloušťku mazacího filmu h_c [9]

$$h_c = 1,95 (\eta_0 u \alpha)^{0,73} R_x^{0,36} E'^{0,09} w^{-0,09}, \quad (1)$$

kde je η_0 viskozita maziva při atmosférickém tlaku, u střední rychlost třecích povrchů, α tlakově-viskózní koeficient, R_x redukovaný poloměr třecích povrchů ve směru valení, E' redukovaný modul pružnosti a w normální síla v kontaktu [9].

Na přelomu 50. a 60. let dvacátého století odvodili Dowson a Higginson rovnici pro minimální tloušťku EHD mazacího filmu h_{\min} v liniovém kontaktu,

$$h_{\min} = 1,6 \alpha^{0,6} (\eta_0 u)^{0,7} R_x^{0,43} E'^{0,03} w^{-0,13}. \quad (2)$$

U bodových kontaktů je navíc potřeba zohlednit tok maziva napříč kontaktní oblastí, což teoretické řešení značně komplikuje [1]. Kvůli nedostatečné výkonnosti dostupných výpočetních prostředků bylo první úplné numerické řešení publikováno až v polovině 70. let 20. století, kdy teoretické řešení C. M. M. Ettlese a A. Camerona potvrdilo experimentálně získané poznatky o charakteristických rysech mazacího filmu v bodovém kontaktu, jako je například poloha minimální tloušťky na bocích kontaktu v místě zúžení mazacího filmu ve tvaru podkovy. Stanovili vztah pro centrální tloušťku mazacího filmu ve tvaru

$$H_c = 1,44U^{0,567}W^{0,035}G^{0,462}, \quad (3)$$

kde U je bezrozměrný parametr rychlosti, W je bezrozměrný parametr zatížení, G je bezrozměrný parametr materiálů a H_c je bezrozměrný parametr (centrální) tloušťky mazacího filmu.

Tento vztah však nesprávně předpovídá vliv zatížení na tloušťku mazacího filmu (čím větší zatížení, tím větší centrální tloušťka).

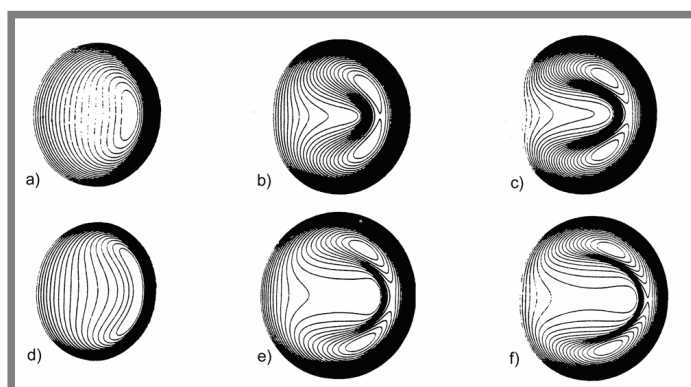
Stejný soubor bezrozměrných parametrů použili také B. J. Hamrock a D. Dowson při řešení EHD mazaných eliptických kontaktů, kde k je parametr elipticity. Na základě svých měření získali vztah pro centrální tloušťku mazacího filmu

$$H_c = 2,69U^{0,67}W^{-0,067}G^{0,53}(1 - 0,61e^{-0,73k}) \quad (4)$$

a minimální tloušťku mazacího filmu

$$H_{\min} = 3,63U^{0,68}W^{-0,073}G^{0,49}(1 - e^{-0,68k}). \quad (5)$$

I přes omezený rozsah podmínek, pro které byly tyto rovnice stanoveny, jsou dodnes používány při odhadu tloušťky mazacího filmu v EHD mazaných kontaktech [1].



Obr. 3 Tvar EHD mazacího filmu v kruhovém kontaktu pro různé podmínky [11]

V roce 1987 A. A. Lubrecht, W. E. ten Napel a R. Bosma [10] publikovali výsledky získané pomocí numerického řešení¹. Pro různé podmínky získali rozložení tloušťky a tlaku v mazacím filmu. Hustota jimi zvolené sítě však nebyla dostatečně velká na přesnější určení minimální tloušťky mazacího filmu v bodovém kontaktu. Jejich přístup dále zdokonalili C. H. Venner a W. E. ten Napel v roce 1992 [11]. V rozsahu bezrozměrných parametrů² materiálu $L = 0 \div 25$ a zatížení $M = 3 \div 1000$, vypočítali tvar mazacího filmu v kruhovém kontaktu (Obr. 3) a z něj určili vztah pro centrální tloušťku.

Na jejich práci navázalo několik autorů, kteří postupně odvodili vztahy pro centrální tloušťku mazacího filmu (v kruhovém a eliptickém kontaktu) pro jednotlivé režimy kapalinového mazání bodových kontaktů. Avšak ani zavedení multigradních metod pro řešení EHD mazaných bodových kontaktů nevedlo k odvození obdobného vztahu pro minimální tloušťku pokrývajícího všechny režimy kapalinového mazání. Proto je pro odhad minimální tloušťky mazacího filmu dodnes používána Hamrockova a Dowsonova rovnice [1].

1.2.2 Experimentální výzkum elastohydrodynamického mazání bodových kontaktů

1.2.2

Experimentální výzkum byl v průběhu své historie zaměřen na stanovení vlastností mazacího filmu, především pak jeho tloušťky, tlaku, teploty, chemické struktury a fyzikálních vlastností a stanovení trakční síly mezi třecími povrchy [4].

První experimenty zabývající se studiem mazání těžce zatěžovaných strojních soustav byly zahájeny počátkem 30. let 20. století. Systematický experimentální výzkum EHD mazání podnítila potřeba ověřit výsledky výpočtového modelování liniového kontaktu, kde teoretické práce předstihly experimentální, narozdíl od EHD mazání bodových kontaktů, kde se naopak jednalo o stanovení vlastností, které ještě nebylo možné výpočtově modelovat [4].

Poprvé se podařilo prokázat tvar mazacího filmu v EHD liniovém kontaktu A. W. Crookovi roku 1961 [12], který liniový kontakt modeloval na čtyřdiskovém experimentálním zařízení s kapacitním snímačem.

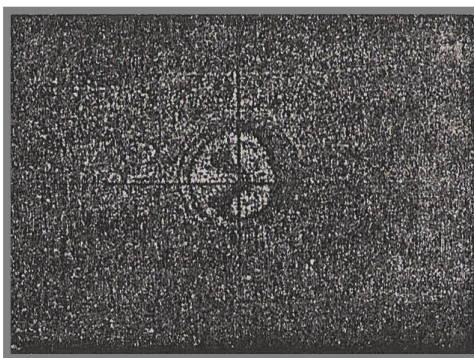
První experimentální studie zabývající se EHD mazanými bodovými kontakty byla publikována roku 1961 J. F. Archardem a M. T. Kirkem [13], kteří podmínky v reálných tribologických soustavách modelovali v kontaktu dvou válců s mimoběžnými osami. Při svých experimentech mimo jiné prokázali existenci kapalinového mazacího filmu v bodových kontaktech, což zásadně změnilo pohled na tento režim mazání, protože se do té doby předpokládalo, že v bodových kontaktech může docházet pouze k meznímu mazání [2]. Vzhledem k použitému materiálu třecích povrchů (polymetylmetakrylát = plexisklo) však byly tyto experimenty omezeny na režim EHD mazání poddajných třecích povrchů [1], protože kvůli nedostatečné pevnosti plexiskla nemohlo být použito takové zatížení, které by významně ovlivnilo viskozitu maziva [14].

¹ Multigradní metoda; grid = mřížka

² Jedná se o jiný soubor bezrozměrných parametrů než použili Hamrock a Dowson; počet parametrů mohl být snížen o jeden

Roku 1963 R. Gohar a A. Cameron [15] poprvé popsali charakteristický tvar EHD mazaného kruhového kontaktu se zúžením ve tvaru podkovy ve výstupní oblasti tohoto kontaktu (Obr. 4).

Chování mazacího filmu studovali mezi ocelovou kuličkou a deskou vyrobenou z průhledného (transparentního) materiálu o vysokém indexu lomu (speciálního skla, diamantu a safíru) (Obr. 7). Rozložení tloušťky později studovali z chromatických i monochromatických interferogramů, které porovnávali s referenční tabulkou získanou pozorováním interferenčních obrazců pro nezatížený kontakt bez maziva o známé geometrii [14], kdy při samotném měření museli ještě započítat index lomu použitého maziva. Tato použitá měřicí metoda, využívající Newtonovy kroužky vznikající při interferenci na tenké vrstvě, se nazývá *optická interferometrie* (chromatická a monochromatická). Vzhledem k použitým materiálům byla velikost použité desky malá [1]. Studium tak bylo omezeno na podmínky čistého kluzu, při kterých však dochází k významnému nárůstu teploty, což má za následek snížení viskozity a tím i snížení tloušťky mazacího filmu. Další nevýhoda použití této metody je významnější opotřebení třecích těles.



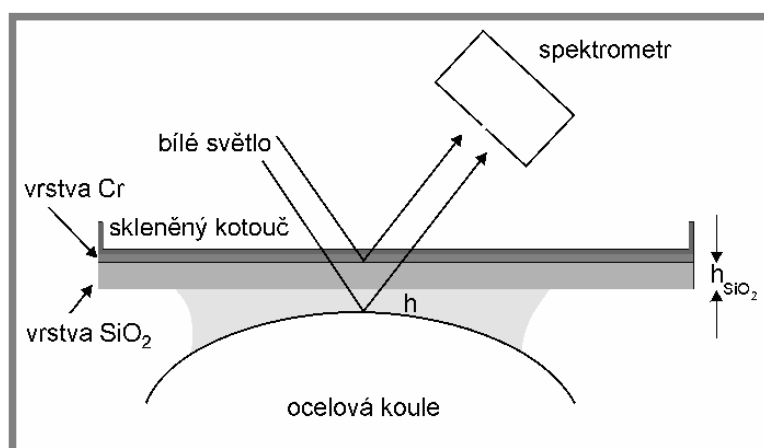
Obr. 4 Interferogram kruhového kontaktu [15]³

C. A. Foord, W. C. Hammann, a A. Cameron [16] použili v roce 1968 experimentální zařízení, kde se ocelová kulička odvalovala po skleněném kotouči (Obr. 12). Namísto materiálu o vysokém indexu lomu nanесли na kotouč vrstvu chromu, která umožnila zvolit průhledný materiál v závislosti na jeho mechanických vlastnostech. Na tomto experimentálním zařízení tak byli nejen schopni modelovat podmínky čistého valení, ale také vysoké rychlosti třecích povrchů. Stejně jako Cameron a Gohar [14] použili jak chromatické tak monochromatické osvětlení kontaktu. Z chromatických interferogramů přitom byli schopni určit rozložení tloušťky s rozlišitelností přibližně na 50 nm. Naměřené hodnoty centrální tloušťky poté použili na určení viskozitně-tlakového koeficientu. Zjistili také, že zatížení má výrazný vliv na minimální tloušťku mazacího filmu.

V následujících letech byla optická interferometrie dále zdokonalována. C. A. Foord, L. D. Wedeven, F. J. Westlake a A. Cameron [17] ukázali vliv dielektrické vrstvy (TiO_2 , tloušťka $1/4$ vlnové délky použitého světla) namísto chromové vrstvy na tvar a rozlišitelnost monochromatických interferogramů. Odrazivost této vrstvy byla větší a absorpce daleko menší, což umožňovalo

³ Zhoršená kvalita obrázku vyplývá z jeho nedostatečné kvality v uvedeném zdroji

mnohospazkovou interferenci, při které jsou tmavé pruhy mnohem ostřejší, čímž je možno přesněji určit polohu konkrétní hodnoty tloušťky mazacího filmu. Ukázali také možnosti použití více vlnových délek pro měření tlustších filmů, pro které již není vhodné bílé světlo (nad 1000 nm) a užitím klínové vrstvy SiO_2 o známých rozměrech navíc byli schopni v průběhu otočení kotouče získat detailní rozložení tloušťky v kontaktu. Nanesením této vrstvy se v podstatě nastavovala tloušťka mazacího filmu, neboť tento materiál má přibližně stejný index lomu, jako většina zkoumaných maziv [2]. V předcházející studii [18] použili Westlake a Cameron vrstvu SiO_2 tak, aby se první tmavý pruh objevil při tloušťce mazacího filmu okolo 10 nm. Princip měření tloušťky velmi tenkých mazacích filmů je znázorněn na Obr. 5.



Obr. 5 Princip měření tloušťky velmi tenkých mazacích filmů [2]

Možnost detailnějšího studia tloušťky velmi tenkých mazacích filmů umožnila spektrální analýza využívající rozkladu barev chromatického interferogramu ke stanovení vlnové délky, při které nastává interferenční maximum, a tloušťky mazacího filmu [2]. S touto metodou je možné měřit tloušťky mazacích filmů pod 10 nm, tj. na rozhraní mezi EHD a mezním mazáním [1], kdy se již nedá rozložení mazacího filmu určit numericky, protože daná řešení problému EHD mazání vychází z předpokladu, že mazací film tvoří kontinuum [2]. Na experimentálním zařízení umístěném na ÚK se chromatické interferogramy zpracovávají pomocí kolorimetrické interferometrie a spektroskopické reflektometrie. Každá z těchto metod používá speciální software na stanovení tloušťky mazacího filmu.

2 PŘEHLED A ROZBOR EXISTUJÍCÍ LITERATURY

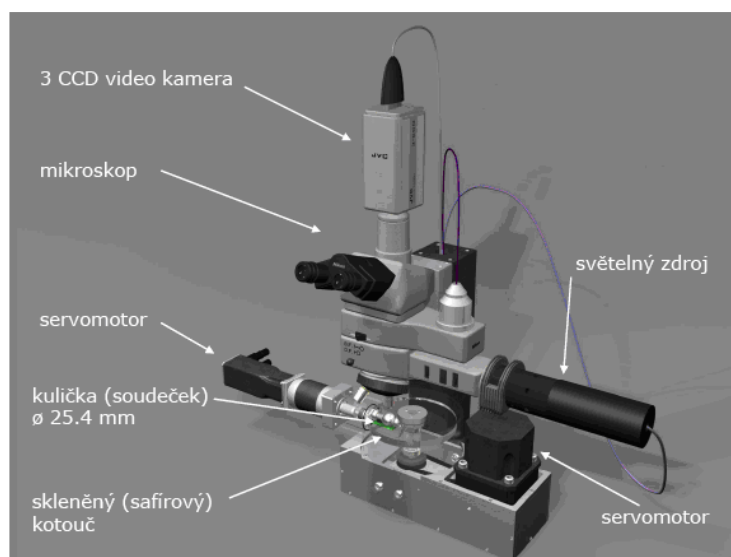
2.1 Experimentální zařízení

Při studiu EHD mazaných bodových kontaktů se využívají různé typy experimentálních zařízení, které se odlišují v závislosti na druhu měřicí metody [4]. Tato zařízení musí umožňovat změnu provozních podmínek [19], aby bylo možno získávat co nejobecnější výsledky aplikovatelné do technické praxe.

Experimentální zařízení užitá ke studiu EHD mazaných bodových kontaktů se dají podle tvaru a uložení třecích těles rozdělit na

- dvoudiskové stroje
- čtyřkuličkové stroje
- dvoukuličkové stroje
- stroje se dvěma válci se zkříženými osami
- stroje s kuličkou a transparentním kotoučem (deskou)

Pro studium rozložení tloušťky v mazacím filmu se v současné době nejčastěji používá optická interferometrie [2], která se v průběhu 70. a 80. let 20. století stala nejpoužívanější měřicí metodou, používanou ke studiu EHD mazaných bodových kontaktů [1]. Jako nejvhodnější zařízení se pro tuto metodu ukázala kombinace rotačně symetrického ocelového tělesa s dostatečně odrazivým povrchem a desky vyrobené z transparentního materiálu, která umožňuje dostatečný odraz od jejího spodního okraje (tento problém je řešen použitím materiálu s vysokým indexem lomu nebo nanesením polopropustné vrstvy).



Obr. 6 Experimentální zařízení umístěné na ÚK [20]

Od roku 1968 se ujal typ tohoto experimentálního zařízení, kde se ložisková kulička (tvarový soudeček) odvaluje po kotouči z transparentního materiálu, jehož horní část je opatřena antireflexní vrstvou a jehož spodní část je opatřena tenkou polopropustnou vrstvou chrómu či TiO_2 .

Přístroje s kuličkou a transparentním kotoučem jsou vhodné pro měřicí metody založené na detekci elektromagnetického záření, jako jsou mimo optické interferometrie také infračervená radiometrie, infračervená emisní nebo reflexní spektroskopie a Ramanova spektroskopie [4].

Experimentálních zařízení tohoto typu byla pro různé studie spojené s EHD mazáním sestavena celá řada. Lišili se nejen svou konstrukcí a úpravami jednotlivých třecích členů v závislosti na druhu konkrétní studie, ale také uložením a pohonem kotouče, uložením a pohonem kuličky a způsobem zatěžování kontaktu [4].

Na ÚK je umístěno zařízení (Obr. 6), které využívá kombinace kulička (soudeček) a skleněný (safiřový) kotouč ke studiu tloušťky mazacího filmu (kolorimetrická interferometrie a spektroskopická reflektometrie).

2.2 Možnosti zatěžování v experimentálním zařízení kulička - transparentní kotouč (transparentní deska)

2.2

Pro realizaci EHD mazání je zapotřebí zatížit kontakt dostatečnou silou tak, aby vznikly významné deformace (tuhých) třecích těles, jak vyplívá z podstaty tohoto režimu mazání. Třecí tělesa přitom musí být dostatečně pevná, aby takovéto síle odolala a dostatečně tuhá, aby nedocházelo k EHD mazání poddajných povrchů.

Nejpoužívanější způsoby zatěžování třecích povrchů využívané různými autory v průběhu druhé poloviny 20. století je možno rozdělit na zatěžování

- závažím přes kotouč
- závažím přes kuličku
- pružinou
- pneumatické
- hydraulické
- elektrodynamické
- přes hřídel kuličky

Zatěžování závažím přes kotouč, závažím přes kuličku a pružinou je navíc možno souhrnně označit jako mechanické.

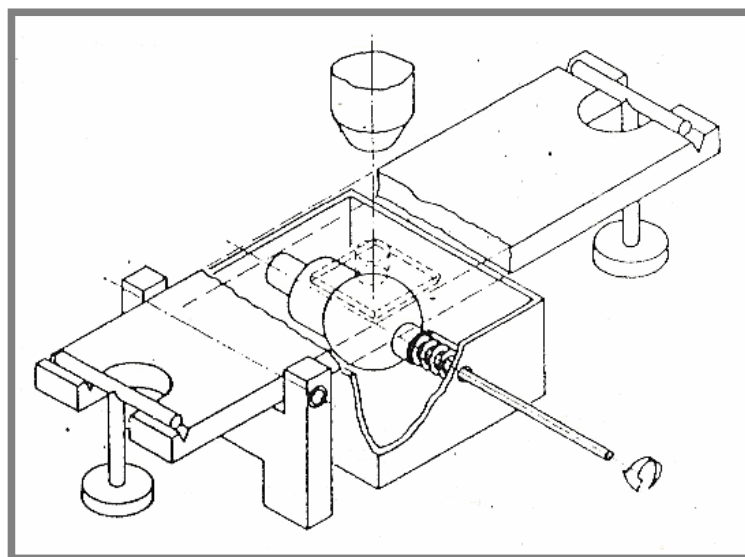
Velikost zatížení by měla být snadno nastavitelná pro širší rozmezí experimentálních podmínek. Zatížení by rovněž nemělo výrazně bránit v pohybu členů u kterých se pohyb očekává. Mělo by být stálé a konstantní, není-li studie prováděna s proměnným zatížením, a mělo by se v co největší míře zabránit vibračním systému.

Princip a použití jednotlivých způsobů zatěžování byly podrobněji rozepsány do samostatných kapitol. Na závěr byly zhodnoceny možnosti aplikace jednotlivých zatížení na experimentální zařízení umístěné na ÚK a byla posouzena jejich vhodnost pro tuto aplikaci.

2.2.1 závaží přes kotouč (desku)

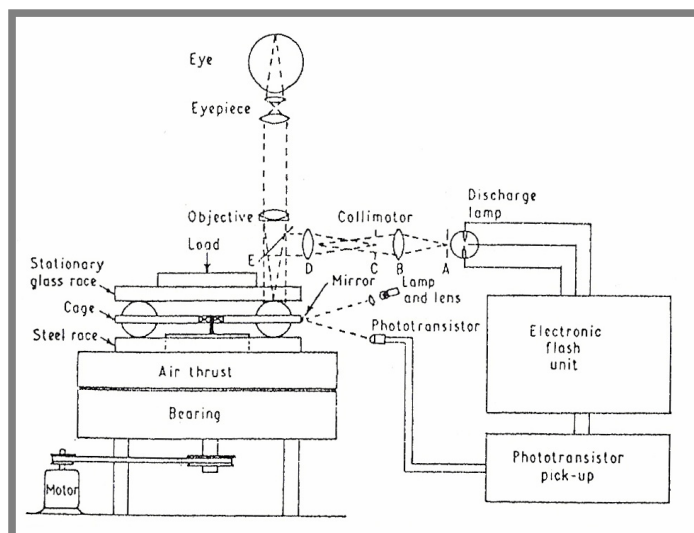
Tento druh zatížení použili poprvé R. Gohar a A. Cameron [14], [15], jejichž výzkum se v šedesátých letech dvacátého století poprvé zabýval měřením tloušťky mazacího filmu v EHD mazaných bodových kontaktech pomocí optické interferometrie za použití experimentálního zařízení kulička – transparentní deska (Obr. 7).

S jeho pomocí bylo možno pozorovat interferenční obrazce jak monochromatického tak bílého světla, na kterých se poprvé objevil dnes již typický podkovovitý tvar zúžení v blízkosti výstupní oblasti (Obr. 4). Zatížení bylo realizováno přes pákový mechanismus. Sklo vydrželo maximální statické zatížení 15kg. Při samotných experimentech sklo vydrželo nanejvýš 3kg. Podmínky pro EHD mazání však bylo možno dosáhnout bez problémů hluboko pod touto hranicí.



Obr. 7 Experimentální zařízení pro studium EHD mazaných bodových kontaktů [14]

Zatížení kontaktu přes kotouč použili L. D. Wedeven a A. Cameron [21] při svém studiu EHD mazání ve valivých kuličkových ložiscích. Zatížení aplikovali na skleněný kotouč, uložený na ložiskových kuličkách, který se nepohyboval. Kuličky uložené v ložiskové kleci byly poháněny ocelovým diskem, jenž společně s nimi a se skleněným kotoučem tvořil jakési (experimentální) axiální ložisko (Obr. 8). Problémem u takovéto aparatury bylo snímání kontaktu, neboť tento se pohyboval poměrně vysokou rychlostí. Kontakt byl snímán na černobílé fotografie osvětlené po dobu v rozmezí od 5 do 10 μ s. To umožňovalo rychlost valení až 3,8 m/s, při které ještě bylo možno kontakt vyfotit.



Obr. 8 Experimentální zařízení simulující axiální ložisko [21]

Přes kotouč se bodový kontakt zatěžuje také na experimentálním zařízení umístěném na ÚK. Zařízení využívá, stejně jako Foord, Hamman a Cameron [16], odvalující se kuličku o průměru jednoho palce (25,4 mm) a skleněný kotouč s nanesenou vrstvou chrómu (10 nm) o průměru 100 mm [19]. Navíc je na skleněném kotouči nanášena vrstva SiO_2 pro měření velmi tenkých mazacích filmů. U tohoto zařízení je zatížení přes kotouč realizováno pomocí pákového mechanismu, kdy zatížením tohoto mechanismu dojde k naklonění disku na stranu, na které je umístěna kulička. Poháněna jsou nezávisle na sobě obě třecí tělesa, aby bylo možno nastavit nejrůznější typy provozních podmínek.

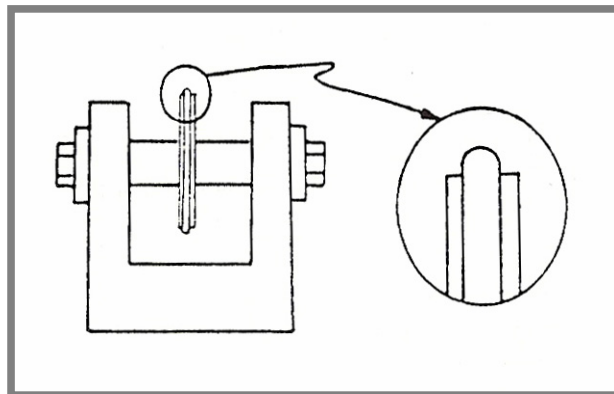
2.2.2 Závažím přes kuličku

2.2.2

Pro tento typ zatížení kontaktu v experimentálním zařízení je časté, že se kulička pohybuje po horní části kotouče nebo desky. Soustava pro snímání kontaktu bývá tím pádem pod deskou nebo kotoučem.

Jedněmi z prvních, kdo tento typ zatížení použili byli J. L. Lauer a M. E. Peterkin [22], kteří na svém experimentálním zatížení zkoumali jevy spojené s nárůstem teploty v mazacím filmu při podmínkách čistého kluzu.

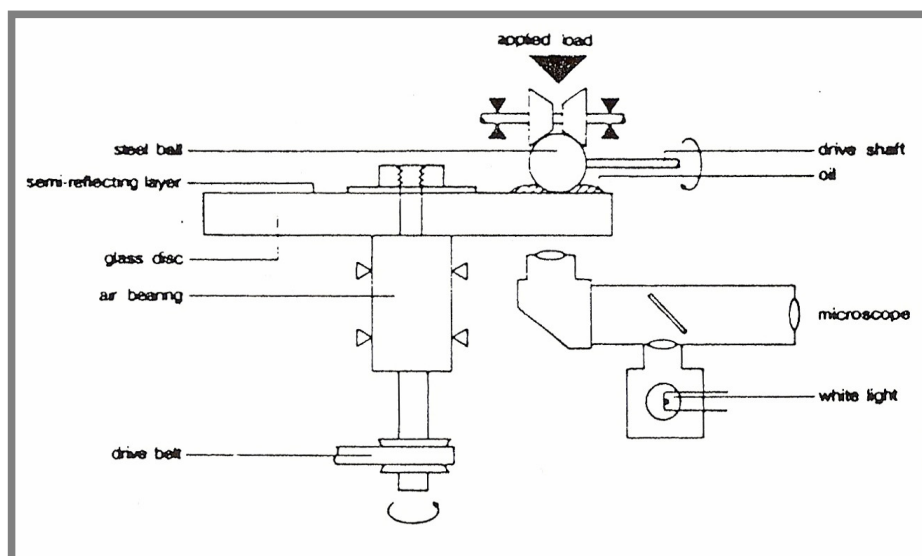
R. H. Gledhill, A. Jackson a A. Cameron [23] použili při tomto druhu zatěžování pákový mechanismus, což jim umožnilo přemístit valivé těleso na spodní část skleněného kotouče, jak je to u tohoto experimentálního zařízení běžné. V této studii, kterou navázali na studii A. Jacksona a A. Camerona [24], zkoumali *Mikroelastohydrodynamické* mazání u eliptických kontaktů mezi skleněným diskem a tenkými ocelovými odvalujícími se koly ve tvaru anuloidů (Obr. 9) simulujícími podélné nerovnosti v tribologických soustavách. Dokázali přítomnost EHD mazacího filmu pro různé podmínky a porovnali jeho tloušťku s výpočtovými vztahy používanými v té době.



Obr. 9 Uložení a tvar třecího tělesa [23]

Podobný, nicméně komplexnější způsob zatěžování použil O. Isaksson [25], který na páku kromě podpory hřídele kuličky, v podobě dvou radiálních ložisek, umístil také snímač úhlové rychlosti kuličky.

H. A. Spikes, P. Cann a G. Caporiccio [26] ukázali jinou možnost řešení umístění optické soustavy, když použili mikroskop „zalomený“ do pravého úhlu (Obr. 10). Optická soustava je tak sice pod kotoučem, řešení je však vhodnější než použití přímého mikroskopu, který by zasahoval hluboko pod experimentální zařízení.

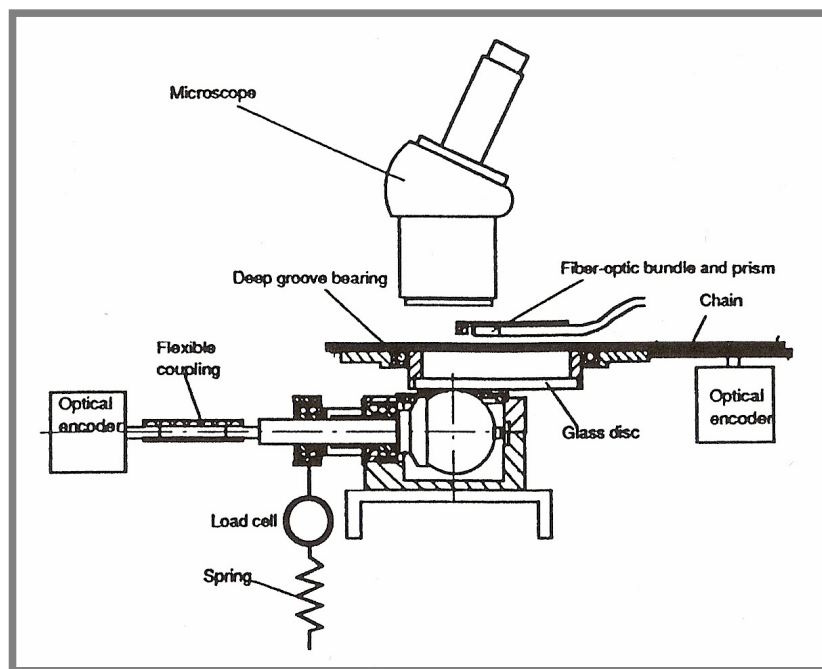


Obr. 10 Umístění optické soustavy [26]

2.2.3 Pružinou

A. Jackson a A. Cameron [24] rozšířili roku 1974 poznání EHD mazání o studium mazání drsných povrchů. Při svém studiu použili zařízení simulující čistý kluz, kde rotoval skleněný disk nad kuličkou s uměle vytvořenými rýhami na povrchu. Kulička byla připevněna ve středu ramena páky, jehož konec byl pružinou spojen s maticí. Zátěž se nastavovala otáčením této matice.

Podobný způsob zatěžování použili M. Kaneta a A. Cameron [27]. Při své studii, kterou rozšířili studium příčných a podélných nerovností A. Jacksona a A. Camerona [24] na studium bodových nerovností, nahradili pružinu napínacím zámkem připevněným ke konci páky. Zatížení bylo na kuličku přenášeno (stejně jako v předchozím případě) přes pohyblivé uložení tvořené čtyřmi kuželíky.



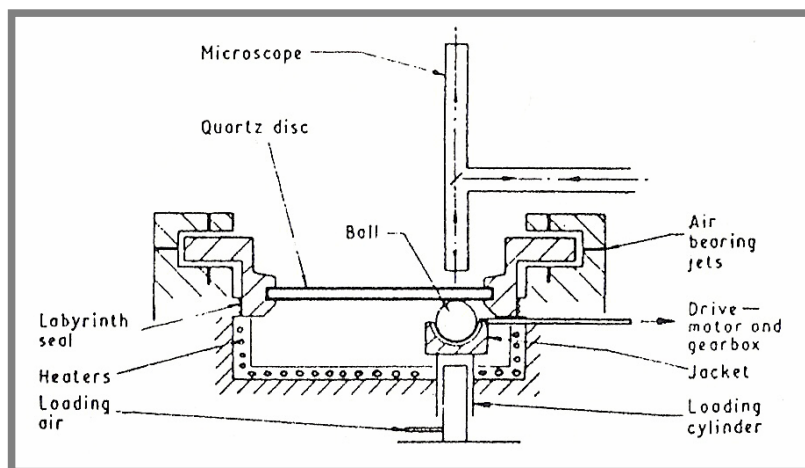
Obr. 11 Experimentální zařízení zatěžované pružinou [28]

Zatěžování pomocí pružiny použili taky U. J. Jonsson a E. B. Höglund [28], v jejichž experimentálním zařízení byla kulička pružinou zatěžována přes hřídel, na které byla umístěna dvě naklápěcí ložiska. Zatížení bylo aplikováno na vzdálenější z nich (Obr. 11).

2.2.4 Pneumatické

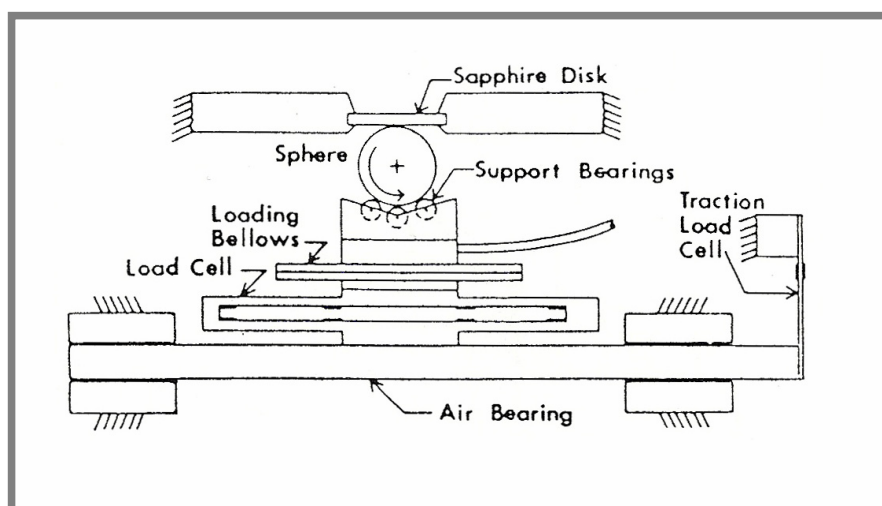
2.2.4

Pneumaticky zatěžované uložení kuličky poprvé použili C. A. Foord, W. C. Hamman a A. Cameron [16] r. 1967. V jejich práci bylo poprvé použito experimentální zařízení kulička – transparentní kotouč (Obr. 12), které umožňovalo simulovat podmínky čistého valení. Navíc použili tenkou polopropustnou vrstvu chrómu (10 nm) na spodní část skleněného kotouče, čímž nahradili materiály, jejichž index lomu musel být výrazně větší než index lomu maziva ($n \approx 1,5$), aby dostali použitelné interferenční obrazce. Kulička byla uložena v teflonové misce přimontované na píst válce, do něhož se přiváděl stlačený vzduch zatěžující kontakt.



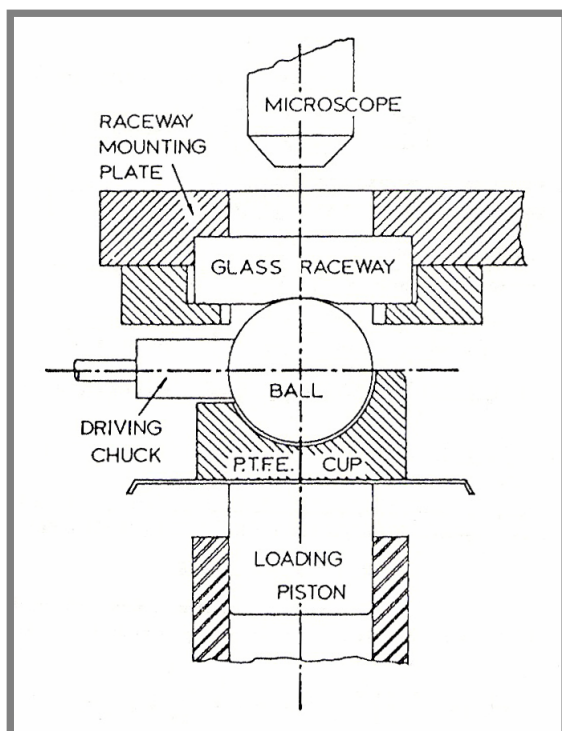
Obr. 12 Experimentální zařízení kulička – transparentní kotouč [17]

Roku 1970 se D. M. Sanborn a W. O. Winer [29] zabývali reologickými změnami maziv při podmínkách čistého kluzu a proměnném zatížení. Použili experimentální zařízení, kde byla kulička z chromované oceli pomocí stlačeného plynu přitlačována přes tři otočné podpory na safírovou desku (Obr. 13).



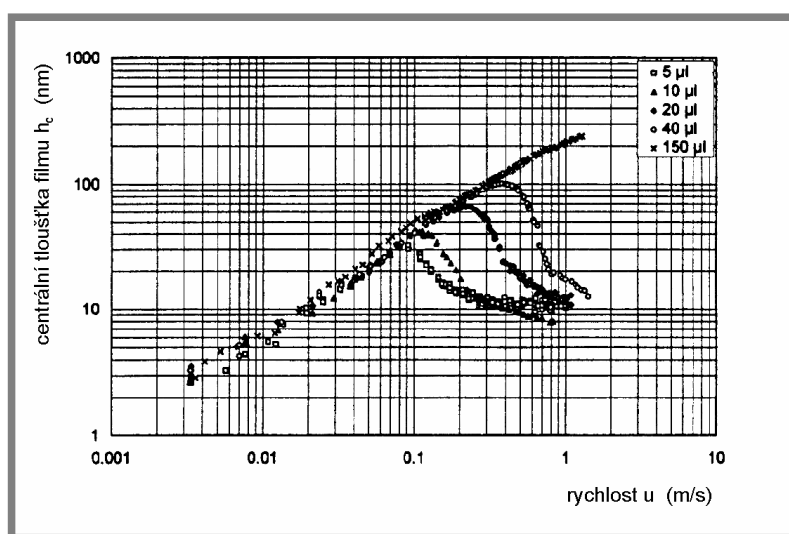
Obr. 13 Pneumatically zatěžované experimentální zařízení [29]

Podmínkami čistého kluzu se zabývali také N. Thorp a R. Gohar [30], kteří pomocí pneumatického zařízení zatěžovali ocelovou kuličku uloženou v teflonové misce proti skleněné desce s vytvořeným konformním žlábkem (Obr. 14). Zkoumali tak chování mazacího filmu v geometrii více odpovídající kuličkovým ložiskům, než se dá simulovat pomocí rovného kotouče. Toto zařízení mohlo být mimo jiné modifikováno tak, aby osa rotace kuličky byla kolmá na stěnu desky. Během této studie došli k závěru, že tloušťka mazacího filmu bude největší v případě, že směr kluzu bude ve směru osy žlábků.



Obr. 14 Experimentální zařízení simulující geometrii kuličkových ložisek [30]

Obecně se dá říct, že zatěžování pomocí stlačeného vzduchu je jedním z nejpoužívanějších způsobů zatěžování vůbec. Použil jej taky L. D. Wedeven [31], který se zabýval bodovými kontakty při nedostatku mazacího filmu (kontakt tzv. hladoví). Tento jev může nastat například ve vysokorychlostních valivých ložiscích [2]. Závislost centrální tloušťky mazacího filmu na rychlosti valení při nedostatečném mazání je znázorněna na Obr. 15. při nižších rychlostech se tloušťka chová stejně jako při dostatečném mazání. V závislosti na množství maziva při určité rychlosti dojde k náhlému poklesu tloušťky filmu. Ten je způsoben nedostatečným zpětným tokem maziva. Nikdy však nedojde k úplnému poklesu na nulu. Toto je pravděpodobně způsobeno přítomností Van der Waalsových sil.



Obr. 15 Závislost centrální tloušťky mazacího filmu na rychlosti valení pro hladovějící kontakt [2]

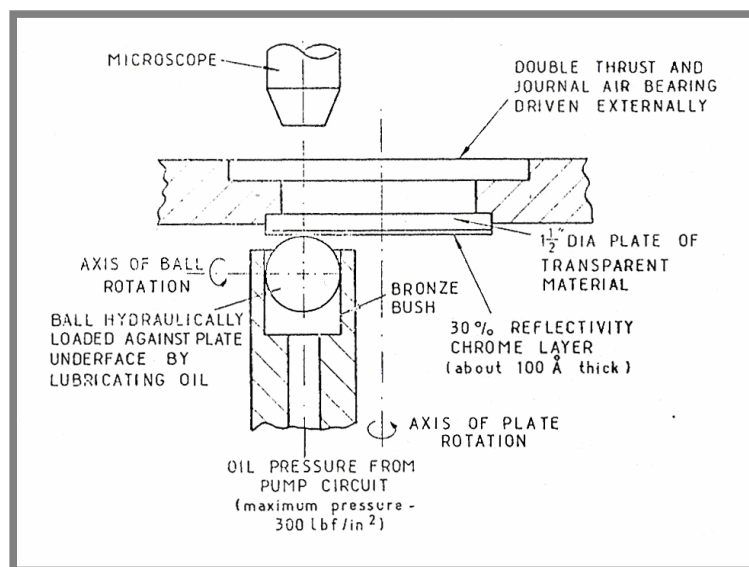
Wedeven [31] zkoumal tento jev za pomoci přístroje, u něhož byla kulička uložena na třech otočných podporách (stejně jako u Sanborna a Winer [29]), které přepravovaly mazivo z nádržky na kuličku. Nedostatek maziva se simuloval pomocí omezení zásoby maziva v nádržce. Pod ní byl umístěn pneumatický válec, který poskytl požadované zatížení kuličky vůči kotouči.

Kombinací 1. a 4. bodu použili D. Zhu, G. Biresaw, S. J. Clark a T. J. Kasun [32], kteří pneumaticky zatěžovali kontakt přes kotouč. Do svého experimentálního zařízení aplikovali pneumatický válec pohybující s diskem v jeho ose směrem nahoru a dolů, čímž byl zatěžován kontakt.

2.2.5 Hydraulické

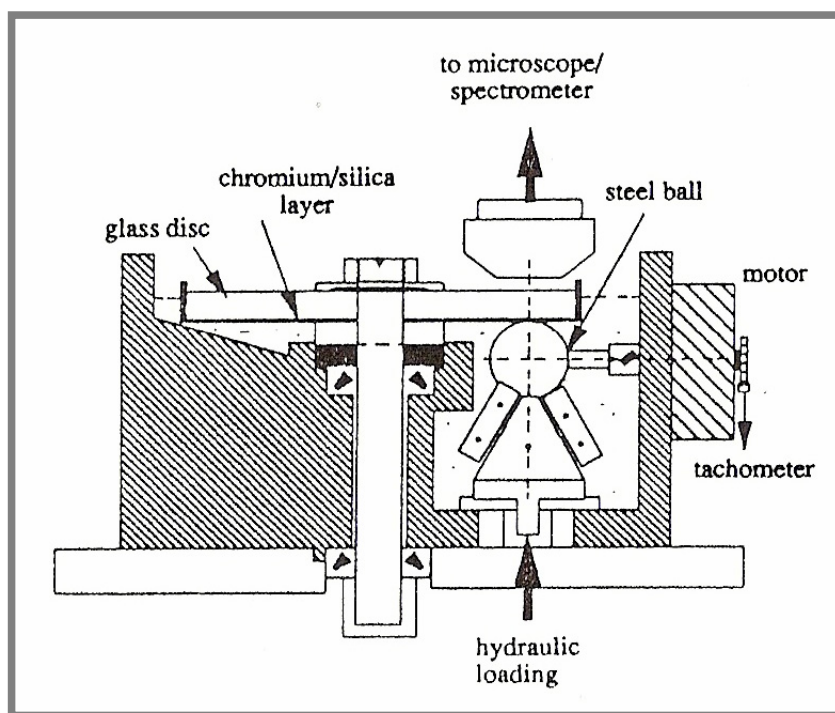
Hydraulické zatížení použil poprvé R. Gohar [33], [34], který jako jeden z prvních zavedl soustavu kulička – rotující transparentní disk, čímž byl vyřešen problém nárůstu teploty a opotřebení v EHD mazaném bodovém kontaktu vznikající při podmínkách čistého kluzu v experimentálním zařízení A. Camerona a R. Gohara [14]. Stejně jako Foord, Hamman a Cameron [16] použil disk s nanesenou polopropustnou vrstvou chrómu. Narozdíl od nich nahradil teflonovou miskou, mezi níž a kuličkou docházelo ke kluzu a k obtížně regulovatelným nárůstům teploty při vyšších rychlostech a zatíženích.

Princip zatěžování je patrný z Obr. 16, kdy kulička je zároveň pístem a hydraulická kapalina je zároveň mazacím olejem. Wolfram-karbidová nebo ocelová kulička byla přitlačována ke spodní části kotouče ze skla, safíru nebo plexiskla pomocí oleje, který vytékal mezi ní a jejím válcovým uložením. Kotouč uložený v aerostatickém ložisku a hnaný elektromotorem poháněl kuličku, která se po něm odvalovala.



Obr. 16 Experimentální zařízení zatěžované hydraulicky, kdy kulička je zároveň pístem [34]

Narozdíl od zatěžování stlačeným plynem se hydraulický způsob tak často neobjevuje. Použili ho ještě například D. C. Barker, G. J. Johnston, H. A. Spikes a T. F. Bünemann [35], kteří studovali stejně jako G. Dalmaz [36] chování mazacích emulzí tvořených vodou a olejem, odolných proti požáru. Kulička byla v tomto případě zespodu přitlačována hydraulickým zařízením a celá i s částí kotouče byla v emulzi zcela zaplavena (Obr. 17), aby se zamezilo jakékoli možnosti odpařování vody z emulze ve výstupní části kontaktní oblasti u velmi tenkých mazacích filmů.



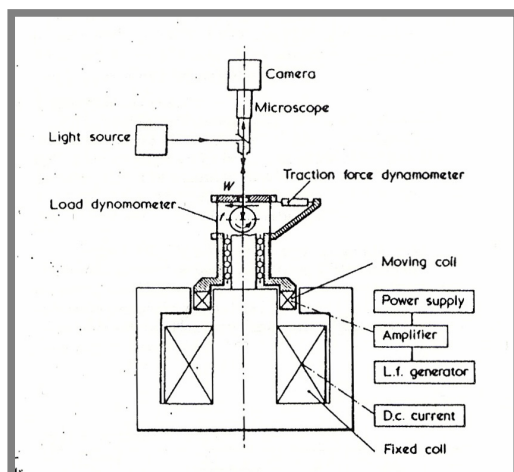
Obr. 17 Experimentální zařízení zatěžované hydraulicky [35]

2.2.6 Elektrodynamické

2.2.6

Zatížení pomocí elektrodynamického systému použili poprvé G. Dalmaz a M. Godet [37] při měření charakteristik bodového kontaktu u klzného uložení kuličky a nepohyblivého skla s vysokým indexem lomu ($n = 1,9$). Elektrodynamické zatěžování umožňuje, stejně jako mnohé další metody, jak konstantní tak proměnné zatížení. Využívá konstantní radiální magnetické pole vytvořené v otvoru nad pevně uloženou cívkou, kterou prochází stejnosměrný proud (Obr. 18). Takto vytvořené pole působí na pohyblivou cívku umístěnou přímo v tomto otvoru, kterou prochází proměnný nebo stacionární proud a způsobuje proměnné nebo stálé zatížení kontaktu. Na tomto zařízení zkoumali chování izoviskozně a piezoviskozně hydrodynamického a elastohydrodynamického mazacího filmu. Pozorovali také problémy způsobené s hladověním kontaktu.

Přes několik zjevných výhod se nepodařilo dohledat jiné příklady použití tohoto způsobu zatěžování.

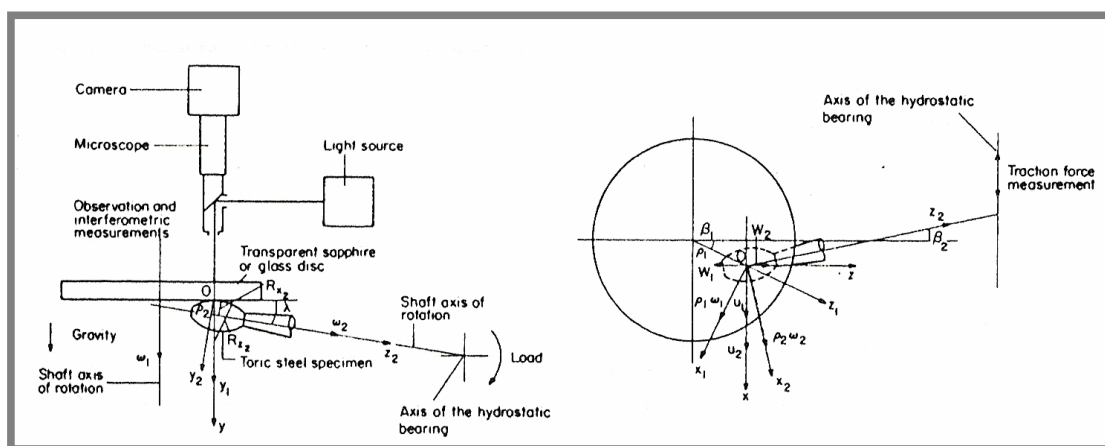


Obr. 18 Princip Elektrodynamického zatěžování [37]

2.2.7 Přes hřidel kuličky

G. Dalmaz použil toto zatížení u zařízení, na kterém prováděl různé experimenty spojené s výzkumem bodových kontaktů, například simulování eliptických kontaktů v kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem [38]. Pomocí soudečku a safírového nebo skleněného kotouče byl schopen napodobit geometrii, materiály, tlak a kinematiku skutečných ložisek. Soudeček byl pod úhlem přitlačován ke kotouči přes hřidel v jeho ose. vzhledem k umístění soudečku vůči kotouči (Obr. 19) nebylo možno dosáhnout čistého valení, ale pouze se mu přiblížit.

Stejné zařízení použil o dva roky později [36] při studiu třecích sil a tloušťky mazacího filmu u maziv odolných proti požáru (používaných například v důlním průmyslu), ve kterých je do značné míry zastoupena voda. Soudeček byl nahrazen kuličkou a v tomto případě zařízení umožňovalo nastavit mimo jiné podmínky čistého valení.



Obr. 19 Umístění soudečku vzhledem ke kotouči [38]

Ani v tomto případě se nepodařilo dohledat jiná experimentální zařízení, používající tento druh zatěžování. Jednou z nevýhod tohoto zatěžování je relativně velký ohybový moment působící na hřidel kuličky.

3 ANALÝZA A ZHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH POZNATKŮ

3

Má-li být zatížení aplikováno přímo do svislé osy kuličky (např. pneumatické zatěžování, hydraulické zatěžování, zatěžování pružinou, ...), je zapotřebí kuličku uložit v co nejpohyblivějším provedení. Nevhodné se z tohoto hlediska jeví uložení v konformní teflonové misce, kde dochází ke kluzu a ke špatně kontrolovatelným nárůstům teploty v mazacím filmu. Výhodné může být uložení na několika nekonformních otočných podporách (např. válečky, kuželíky nebo ložiska) tak, že zde dochází pouze k valení, jako to použili například D. M. Sanborn a W. O. Winer [29] nebo M. Kaneta a A. Cameron [27]. Další vhodnou možností je oboustranné uložení hřídele kuličky například ve stěnách olejové nádržky či jiného přídavného zařízení. Zatížení by poté bylo aplikováno právě na toto zařízení, podobně, jak to provedli R. H. Gledhill, A. Jackson a A. Cameron [23]. Výhodou těchto druhů zatěžování je, že hřídel kuličky není namáhán na ohyb. Z tohoto hlediska je vhodné obdobně uložit kuličku, je-li zatížení aplikováno přes kotouč.

Jako jedno z nejvhodnějších zatížení se jeví zatížení pneumatické z důvodu snadného nastavení zátěže v podobě tlaku plynu v pneumatickém válci. To jej předurčuje k možnosti automatického nastavení zátěže pomocí počítače. Jeho výhodou oproti hydraulickému zatěžování je snadnější rozvod média a snadnější údržba. Pro aplikaci hydraulického zatěžování, které použil R. Gohar [33], na experimentální zařízení umístěné na ÚK by bylo nutné zavést komplexnější způsob cirkulace maziva namísto současné olejové lázně. Velikost zařízení by to značně zvětšilo a zkomplikovalo by to například možnost nastavení rotace kuličky.

Dalším snadno automatizovatelným způsobem zatěžování by mohlo být ne tak často používané elektrodynamické zatěžování. Výhodný se jeví způsob nastavení zátěže, kdy je možno nastavit jak intenzitu magnetického pole stacionární cívky (pomocí velikosti stejnosměrného proudu jí procházejícím), tak i proud (stálý či proměnný) procházející pohyblivou cívkou. U experimentálního zařízení použitého Dalmazem a Godetem [37] bylo takto možno zatížení měnit v rozmezí od 1 do 1000 N.

Při zatěžování kontaktu pomocí závaží aplikovaného přes kuličku by bylo vhodné použití pákového mechanismu, neboť vzhledem k umístění kuličky při přímém zatížení by soustava ke snímání kontaktu musela být umístěna pod kotoučem, což je nepraktické vzhledem k jejím rozměrům. Další možností by bylo umístění mikroskopu zalomeného do pravého úhlu, tak, jak to provedli H. A. Spikes, P. Cann a G. Caporiccio [26]. Jednalo by se však pravděpodobně o příliš nákladný zásah do již existujícího experimentálního zařízení.

Pružina se jeví na první pohled jako nejsnadněji aplikovatelné zatížení na experimentální zařízení umístěné na ÚK. Problém by však mohl nastat s nastavováním konkrétní zátěže. Navíc by pružina mohla být snadným zdrojem kmitání aplikovaného zatížení. Jako jedna z možností se nabízí použití paralelní kombinace pružiny a tlumiče. Celkově se však aplikace tohoto zatížení nejeví jako nejvhodnější varianta.

Letmé uložení kuličky či soudečku při zatížení přes hřídel kuličky, používané G. Dalmazem [36], [38], na první pohled nevyvolává pocit snadného nastavení zátěže či odolnosti vůči vibracím. Malou výhodou může být fakt, že kuličce nic nebrání v pohybu. Nicméně se toto zatěžování jeví jako jedna z nejnevhodnějších variant.

U jednotlivých způsobů zatěžování je před případnou aplikací na experimentální zařízení třeba vzít do úvahy také ekonomická hlediska a to jak pořizovací náklady za vybavení nutné na realizaci konkrétního zatížení, tak cenu nutných úprav, které by na stávajícím experimentálním zařízení musely být provedeny.

4 VYMEZENÍ TRENDŮ BUDOUCÍHO VÝVOJE

4

Nevýhodou zatěžování použitého na ÚK je radiální posun kontaktní oblasti při změně zatížení aplikovaného přes kotouč pomocí dvojzvrtné páky. Tento problém je možné vyřešit zavedením axiálního zatížení přes kotouč. Ze zhodnocených druhů zatěžování se jeví nejlépe varianta podobná té, kterou použili D. Zhu, G. Biresaw, S. J. Clark a T. J. Kasun [32], a totiž pneumatické zatěžování kontaktu přes disk. Rozměrově by se pneumatický mechanismus musel vejít do míst, kde je nyní uložen mechanismus pákový, aby byl zásah do experimentálního zařízení co možná nejmenší.

Zařízení pro elektrodynamické zatěžování by bylo z hlediska velikosti pravděpodobně nevýhodné. Do experimentálního zařízení by bylo nutné umístit dvě cívky, které by dokázaly i při malých rozměrech dostatečně zatížit kontakt. Navíc zde není možnost aplikace sériově vyráběného modelu. Regulace zátěže by sice mohla být jednodušší, stále se však pneumatické zatížení přes kotouč jeví jako nejvhodnější úprava současného experimentálního zařízení.

5 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KŘUPKA, I.: *Studium elastohydrodynamického mazání bodových kontaktů strojních soustav*. Brno: VUTUM, 2002, Zkrácená verze habilitační práce, 26s. ISBN 80-214-2223-8
- [2] HARTL, M.: *Měření a studium velmi tenkých mazacích filmů*. Brno, 2001, Habilitační práce, 53s., Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [3] SVOBODA, P.: *Studium přechodových jevů v mazacích filmech vysokorychlostní barevnou kamerou*. Brno, 2006, Rešeršní práce, 30s., Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [4] KŘUPKA, I.: *Posouzení validity experimentálního výzkumu elastohydrodynamicky mazaných bodových kontaktů*. Brno, 1994, Teze disertační práce, 43s., Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní, Školitel Doc. Ing. Josef ŠUPÁK, CSc.
- [5] BEČKA, J.: *Tribologie*. 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997, 212s. ISBN 80-01-01621-8
- [6] TOWER, B.: *First Report on Friction Experiments (Friction on Lubricated Bearings)*. Proceeding Institution of Mechanical Engineers, 1883, s. 632-659
- [7] TOWER, B.: *Second Report on Friction Experiments (Experiments on the Oil Pressure in a Bearing)*. Proceeding Institution of Mechanical Engineers, 1885, s. 58-70
- [8] REYNOLDS, O.: *On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil*. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 177, 1886, s. 157-234
- [9] MEDLÍK, J.: *Konstrukce optického tribometru*. Brno, 2009, Pojednání ke státní doktorské zkoušce, 29s., Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [10] LUBRECHT, A. A., TEN NAPEL, W. E., BOSMA, R.: *Multigrid, an Alternative Method of Solution for Two-Dimensional Elastohydrodynamically Lubricated Point Contact Calculation*. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 109, 1987, s. 437-442
- [11] VENNER, C. H., TEN NAPEL, W. E.: *Multilevel Solution of the Elastohydrodynamically Lubricated Circular Contact Problem*. Part I: Theory and Numerical Algorithm. Wear, 152, 1992, s. 351-367
- [12] CROOK, A. W.: *Elastohydrodynamic Lubrication of Rollers*. Nature, 190, 1961, s. 1182
- [13] ARCHARD, J. F., KIRK, M. T.: *Lubrication at Point Contacts*. Proceedings of the Royal Society of London, A261, 1961, s. 535-550
- [14] CAMERON, A., GOHAR, R.: *Theoretical and Experimental Studies of the Oil Film in Lubricated Point Contact*. Proceedings of the Royal Society, A 291, 1966, s.520-536
- [15] GOHAR, R., CAMERON, A.: *Optical Measurement of Oil Film Thickness Under Elastohydrodynamic Lubrication*. Nature, 200, 1963, s. 458-459
- [16] FOORD, C. A., HAMMANN, W. C., CAMERON, A.: *Evaluation of Lubricants Using Optical Elastohydrodynamics*. ASLE Trans., 11, 1968, s. 31-43

- [17] FOORD, C. A., WEDEVEN, L. D., WESTLAKE, F. J., CAMERON, A.: *Optical Elastohydrodynamics*. Proc. Inst. Mech. Eng., 184 I, 1969-70, s. 487-505
- [18] WESTLAKE, F. J., CAMERON, A.: *A Study of Ultra-Thin Lubricant Films Using Optical Technique*. Proc Instn Mech Engrs, 182, 1967-68, Part 3G, s. 75-77
- [19] HARTL, M., KŘUPKA, I., ČERMÁK, J.: *Stanovení tloušťky a tvaru elastohydrodynamického mazacího filmu optickou interferenční metodou*. Inženýrská mechanika, roč.1, 1994, č.5/6, s. 299-312
- [20] KŘUPKA, I.: *Prezentace odborné skupiny Tribologie* [online]. 2/2006 [citováno 2005-05-05]. Dostupné z <http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=72>
- [21] WEDEVEN, L. D., CAMERON, A.: *A Study of Elastohydrodynamic Lubrication in Rolling Bearings Using Optical Interference*. Symp. Exptl Methods in Tribology, Proc. Instn Mech. Engrs., 182, 1967-68, Part 3G, s. 87-89
- [22] LAUER, J. L., PETERKIN, M. E.: *Traction and Lubricant Film Temperature as Related to the Glass Transition Temperature and Solidification*. ASLE trans., 21, 1978, s. 250-256
- [23] GLEDHILL, R. H., JACKSON, A., CAMERON, A.: *An Interferometric Study of the EHL of Elliptical Contacts Aligned in the Direction of Rolling*. Proc. 5th Leeds-Lyon Sym., 1978, s. 116-119
- [24] JACKSON, A., CAMERON, A.: *An Interferometric Study of the EHL of Rough Surfaces*. ASLE Trans., 19, 1975, s. 50-60
- [25] ISAKSSON, O.: *Measurement of the Influence of Sliding Velocity on Oil Film Thickness in an Elastohydrodynamic Point Contact*. Proceedings of the 5th International Congress of Tribology, Eurotrib, 2, 1989, s. 403-408
- [26] SPIKES, H. A., CANN, P., CAPORICCIO, G.: *Elastohydrodynamic Film Thickness Measurements of Perfluoropolyethers*. Jour. Synth. Lubr., 1, 1984, s. 73-86
- [27] KANETA, M., CAMERON, A.: *Effects of Asperities in Elastohydrodynamic Lubrication*. Trans. of the ASME. Jour. of Trib., 102, 1980, s. 374-379
- [28] JONSSON, U. J., HÖGLUND, E.: *Determination of Viscosities of Oil-refrigerant mixtures at Equilibrium by Means of Film Thickness Measurements*. ASHRAE Trans., 99, 1993, s. 1129-1136
- [29] SANBORN, D. M., WINER, W. O.: *Fluid Rheological Effects in Sliding Elastohydrodynamic Point Contacts with Transient Loading: 1. Film Thickness*. Trans. of the ASME. Jour. of Trib., 93, 1971, s. 262-271
- [30] THORP, N., GOHAR, R.: *Oil Film Thickness and Shape for a Ball Sliding in a Grooved Raceway*. Trans. of the ASME. Jour. of Trib., 94, 1972, s. 199-210
- [31] WEDEVEN, L. D.: *Traction and Film Thickness Measurements Under Starved Elastohydrodynamic Condition*. Trans. of the ASME. Jour. of Trib., 97, 1975, s. 321-329
- [32] ZHU, D., BIRESAW, G., CLARK, S. J., KASUN, T. J.: *Elastohydrodynamic Lubrication With O/W Emulsion*. Trans. of the ASME. Jour. of Trib., 116, 1994, s. 310-320
- [33] GOHAR, R.: *A Ball-and-Plate Machine for Measuring Elastohydrodynamic Oil Films*. Proc. Instn Mech. Engrs., 182, 1967-68, Part 3G, s. 43-45

- [34] GOHAR, R.: *Oil Film Thickness and Rolling Friction in Elastohydrodynamic Point Contact*. Trans. of the ASME. Jour. of Trib., 93, 1971, s. 371-382
- [35] BARKER, D. C., JOHNSTON, G. J., SPIKES, H. A., BÜNEMANN, T. F.: *EHD Film Formation and Starvation of Oil-in-Water Emulsions*. Tribology trans., 36, 1993, s. 565-572
- [36] DALMAZ, G.: *Traction and Film Thickness Measurements of a Water Glycol and a Water in Oil Emulsion in Rolling-Sliding Point Contacts*. Proceedings of the 7th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1980, s. 231-242
- [37] DALMAZ, G., GODET, M.: *An Apparatus for the Simultaneous Measurement of Load, Traction and Film Thickness in Lubricated Sliding Contacts*. Tribology, 1972, s. 111-117
- [38] DALMAZ, G.: *Simulating Angular Ball Bearing Lubricated Elliptical Contacts - Film Thickness and Traction Measurements*. Tribology Int., 11, 1978, s. 273-279

6 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN**6**

E'	Pa	redukovaný modul pružnosti
G	1	bezrozměrný parametr materiálů
H_c	1	bezrozměrný parametr centrální tloušťky mazacího filmu
H_{min}	1	bezrozměrný parametr minimální tloušťky mazacího filmu
L	1	bezrozměrný parametr materiálů
M	1	bezrozměrný parametr zatížení
R_x	m	redukovaný poloměr třecích povrchů ve směru valení
U	1	bezrozměrný parametr rychlosti
W	1	bezrozměrný parametr zatížení
h_c	m	centrální tloušťka mazacího filmu
h_{min}	m	minimální tloušťka mazacího filmu
k	1	parametr elipticity
n	1	index lomu
u	m.s ⁻¹	střední rychlost třecích povrchů
w	N	normální síla v kontaktu
α	Pa ⁻¹	tlakově-viskózní koeficient
η_0	Pa.s	dynamická viskozita maziva při atmosférickém tlaku

7 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1	Příklady konformně a nekonformně zakřivených těles	15
Obr. 2	Tvar mazacího filmu v EHD mazaném liniovém kontaktu	16
Obr. 3	Tvar EHD mazacího filmu v kruhovém kontaktu pro různé podmínky	18
Obr. 4	Interferogram kruhového kontaktu	20
Obr. 5	Princip měření tloušťky velmi tenkých mazacích filmů	21
Obr. 6	Experimentální zařízení umístěné na ÚK	22
Obr. 7	Experimentální zařízení pro studium EHD mazaných bodových kontaktů	24
Obr. 8	Experimentální zařízení simulující axiální ložisko	25
Obr. 9	Uložení a tvar třecího tělesa	26
Obr. 10	Umístění optické soustavy	26
Obr. 11	Experimentální zařízení zatěžované pružnou	27
Obr. 12	Experimentální zařízení kulička – transparentní kotouč	28
Obr. 13	Pneumaticky zatěžované experimentální zařízení	28
Obr. 14	Experimentální zařízení simulující geometrii kuličkových ložisek	29
Obr. 15	Závislost centrální tloušťky mazacího filmu na rychlosti valení pro hladovějící kontakt	29
Obr. 16	Experimentální zařízení zatěžované hydraulicky, kdy kulička je zároveň pístem	30
Obr. 17	Experimentální zařízení zatěžované hydraulicky	31
Obr. 18	Princip Elektrodynamického zatěžování	32
Obr. 19	Umístění soudečku vzhledem ke kotouči	32